

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Návrh tepelného čerpadla vzduch - voda

Air to Water Heat Pump Design

Student:
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Roman Kubáň
doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Ostrava 2011

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO,“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KUBÁŇ, R. *Návrh tepelného čerpadla vzduch – voda: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 50 s.
Vedoucí práce: Vrtek, M.

V diplomové práci je zpracován návrh tepelného čerpadla vzduch – voda pro rodinný dům v dané lokalitě.

První část práce je zaměřena na výpočet potřebného výkonu zařízení pro vytápění a přípravu teplé užitkové vody.

Druhá část práce obsahuje konstrukční návrh jednotlivých částí tepelného čerpadla a jeho zapojení do stávajícího systému.

V závěru jsou porovnány investiční náklady na vytápění jednotlivými druhy paliv a výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KUBÁŇ, R. *Air to Water Heat Pump Design: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of energetics, 2011, 50 p.
Thesis head: Vrtek, M.

In this Master Thesis is processing air to water heat pump design for family house into a given locality.

The first part of the thesis is intending on the calculation of power demand from system for heating and preparing of warm usufel water.

The second part of the thesis containing the engineering design of the apportionable parts of the heat pump and it's integration to existing system.

In the result of the thesis are compared investment costs for heating by various kinds of fuelling and the design documentation is appended.

Obsah

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE	5
ANNOTATION OF MASTER THESIS	5
1. VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU	11
1. 1. POPIS RODINNÉHO DOMU	11
1. 2. NORMA	12
1. 3. NÁVRHOVÝ TEPELNÝ VÝKON	12
1. 4. VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE	12
2. KAPACITNÍ A BILANČNÍ VÝPOČTY	12
2. 1. VŠEOBECNÉ ÚDAJE PRO VÝPOČET	12
2. 2. VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU	14
2. 3. VÝPOČET U - HODNOT PRO STAVEBNÍ ČÁSTI	14
2. 4. VÝPOČET TEPELNÉ ZTRÁTY PRO JEDNOTLIVÉ MÍSTNOSTI	14
2. 5. CELKOVÁ VYPOČTENÁ TEPELNÁ ZTRÁTA	15
2. 6. NAVÝŠENÍ VÝKONU PRO OHŘEV TUV	16
3. TEPELNÁ ČERPADLA	16
3. 1. TEPELNÉ ČERPADLA OBECNĚ.	16
3. 1. 1. MOŽNOSTI ZÍSKÁVÁNÍ NÍZKOPOTENCIÁLNÍ ENERGIE (TEPLA).	16
3. 1. 2. ZPŮSOBY PROVOZU TEPELNÝCH ČERPADEL.	17
3. 2. PRINCIP TEPELNÉHO ČERPADLA.	17
3. 2. 1. ZÁKLADNÍ ČÁSTI TEPELNÉHO ČERPADLA.	17
3. 3. VOLBA CHLADIVA	18
3. 3. 1. CHLADIVA OBECNĚ	18
3. 3. 2. ZVOLENÉ CHLADIVO PRO TEPELNÉ ČERPADLO VZDUCH – VODA	19
4. NÁVRH VÝPOČTOVÝCH HODNOT TEPELNÉHO ČERPADLA	20
4.1. STANOVENÍ BIVALENTNÍHO BODU	20
4. 2. DIMENZOVÁNÍ TEPELNÉHO ČERPADLA (TČ)	21

4. 3. COP (COEFFICIENT OF PERFORMANCE)	21
4. 4. ZAPOJENÍ TEPELNÉHO ČERPADLA	22
5. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZÁKLADNÍCH ČÁSTÍ TEPELNÉHO ČERPADLA VZDUCH – VODA	22
5. 1. NÁVRH KOMPRESORU A PRŮŘEZŮ POTRUBÍ	22
5. 1. 1. PŘÍLOHA 6. - VÝPOČET VÝKONU KOMPRESORU A PRŮŘEZŮ POTRUBÍ	24
5. 2. VNITŘNÍ JEDNOTKA	24
5. 2. 1. KONDENZÁTOR	24
5. 2. 2. PŘÍLOHA 7. - VÝPOČET ROZMĚRŮ PLOCHY KONDENZÁTORU.	25
5. 3. VENKOVNÍ JEDNOTKA	25
5. 3. 1. TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL (TEV)	25
5. 3. 2. VÝPARNÍK	26
5. 3. 3. PŘÍLOHA 8. - VÝPOČET ROZMĚRŮ PLOCHY VÝPARNÍKU.	27
5. 4. SCHÉMA ZAPOJENÍ TČ VZDUCH - VODA	28
6. NÁVRH OSTATNÍHO PŘÍSLUŠENSTVÍ TEPELNÉHO ČERPADLA	28
6. 1. VOLBA VENTILÁTORU	28
6. 1. 1. PŘÍLOHA 9. – VÝPOČET OBJEMOVÉHO PRŮTOKU A TLAKOVÉ ZTRÁTY VENTILÁTORU	29
6. 2. ROZDĚLOVAČ CHLADIVA	29
6. 3. PRESOSTATY	30
6. 4. ČTYŘCESTNÝ REVERZNÍ VENTIL	30
6. 5. SBĚRAČ KAPALNÉHO CHLADIVA	31
6. 6. FILTRDEHYDRÁTOR	32
6. 7. ELEKTROMAGNETICKÝ VENTIL	32
6. 8. PRŮHLEDÍTKO	33
7. POROVNÁNÍ NÁKLADŮ NA VYTÁPĚNÍ	33

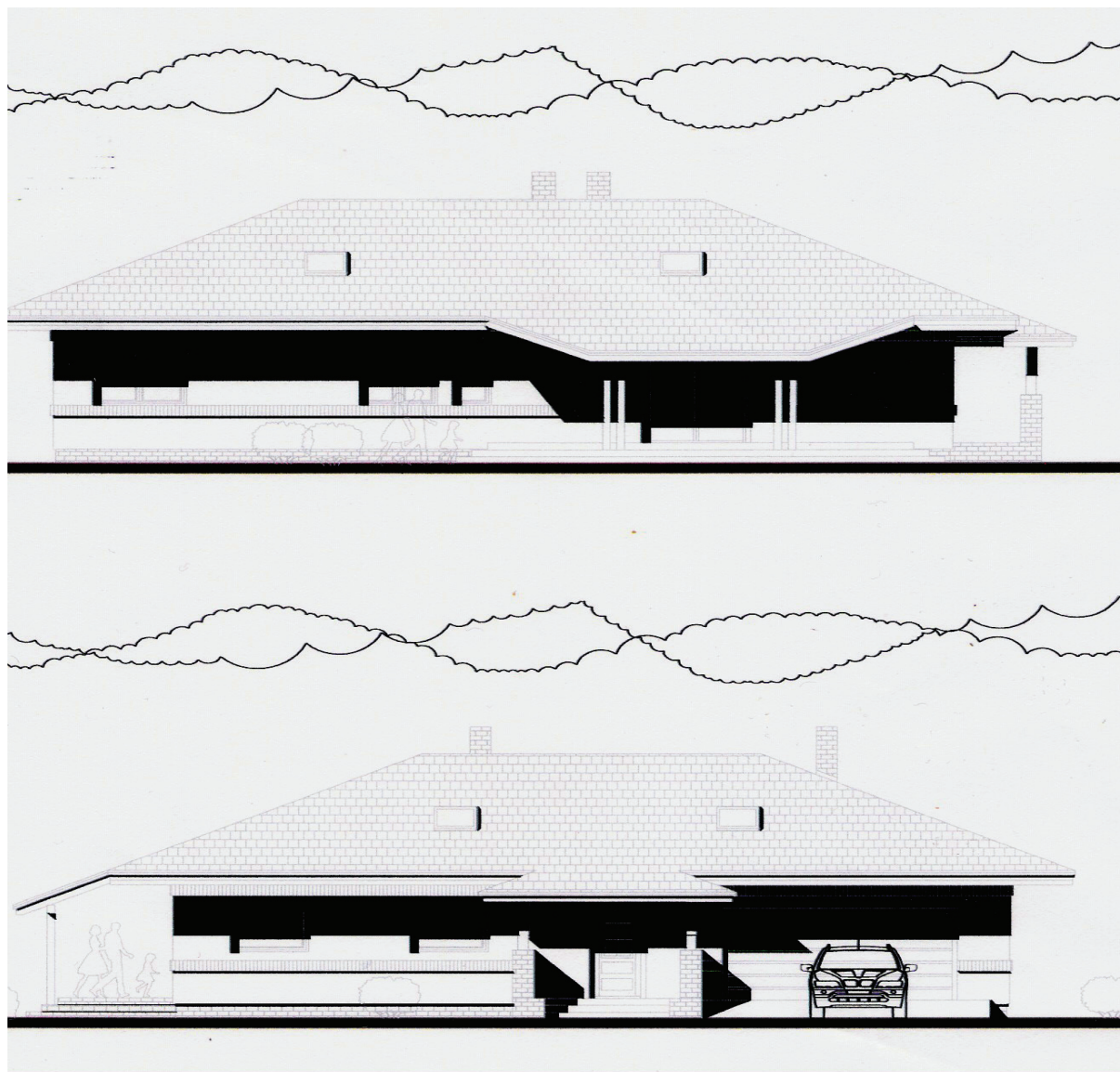
8. ZÁVĚR	35
9. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	36
10. PŘÍLOHY:	37
PŘÍLOHA 1. - ŘEZ DOMU (Obr. 1)	37
PŘÍLOHA 2. - PŮDORYS DOMU – výpis místností (Obr. 2)	37
PŘÍLOHA 3. - PŮDORYS DOMU – výpočtové teploty jednotlivých místností (Obr. 3)	39
PŘÍLOHA 4. - VÝPOČET U – hodnot pro stavební části	40
PŘÍLOHA 5. - VÝPOČET ZTRÁTY PRO JEDNOTLIVÉ MÍSTNOSTI	42
PŘÍLOHA 6. - VÝPOČET VÝKONU KOMPRESORU A PRŮŘEZŮ POTRUBÍ	54
PŘÍLOHA 7. - NÁVRH ROZMĚRŮ PLOCHY KONDENZÁTORU	56
PŘÍLOHA 8. - VÝPOČET ROZMĚRŮ PLOCHY VÝPARNÍKU.	59
PŘÍLOHA 9. – VOLBA VENTILÁTORU.	62

Seznam použitého značení

Θ_e	Výpočtová venkovní teplota	$^{\circ}\text{C}$
$\Theta_{m,e}$	Roční průměrná teplota vzduchu	$^{\circ}\text{C}$
$\Theta_{int,i}$	Výpočtová vnitřní teplota	$^{\circ}\text{C}$
A_i	Plocha místnosti	m^2
V_i	Objem místnosti	m^3
d	Délka	m
l	Součinitel teplotní vodivosti	W/mK
R	Tepelný odpor	$\text{m}^2\text{K/W}$
U_k	Součinitel prostupu tepla	$\text{W/m}^2\text{K}$
R_{si}	Vnitřní laminární vrstvy	$\text{m}^2\text{K/W}$
R_{se}	Vnější laminární vrstvy	$\text{m}^2\text{K/W}$
n_{min}	Nejmenší intenzita výměny vzduchu	h^{-1}
$H_{V,i}$	Celkový součinitel tepelné ztráty větráním	W/K
$H_{T,i}$	Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem	W/K
$\Phi_{V,i}$	Celková tepelná ztráta větráním	W
Φ_i	Tepelná ztráta větráním a prostupem	W
f_{RH}	Zátopový součinitel	W/m^2
$\Phi_{RH,i}$	Celkový zátopový tepelný výkon	W
$\Phi_{HL,i}$	Tepelný výkon	W
$\Phi_{T,i}$	Celková tepelná ztráta větráním a prostupem	W
P	Výkon	W
h	Měrná entalpie	kJ/Kg
v	Objem chladiva na 1kg	m^3/kg
m_h	Hmotnostní průtok chladiva	kg/h
m	Specifická hmotnost	kg/m^3
t	Teplota	$^{\circ}\text{C}$
T	Teplota	K
p	Tlak	Pa
V	Objemový průtok chladiva	m^3/h
σ	Kompresní poměr	
w	Rychlost	m/s
S	Plocha	m^2

a_{ie}	Měrná izoentropická práce	kJ/kg
$a_{ie, v}$	Měrná objemová izoentropická kompresní práce	kJ/m^3
P	Příkon	W
d	Průměr	m
q_v	Objemová chladihost	kJ/m^3
q_m	Měrná chladihost	kJ/Kg
c_p	měrná tepelná kapacita	kJ/kgK
ρ	Hustota	kg/m^3
k	Součinitel prostupu tepla	$\text{W/m}^2\text{K}$
a_p	Součinitel přestupu tepla z vypařujícího se chladihosta	$\text{W/m}^2\text{K}$
a_c	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu	$\text{W/m}^2\text{K}$
q	Měrný tepelný tok	W/m^2
A	Konstanta závislá na fyzikálních parametrech chladihosta	
η	Dynamická viskozita	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
ν	Kinematická viskozita	m^2/s
Re	Reynoldsovo číslo	
g	Gravitační zrychlení	m/s^2
η_z	účinnost žebra	
Pr	Prandtlovo číslo	

1. VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU



1. 1. Popis rodinného domu

Jedná se o jednopodlažní rodinný dům, který se nachází nedaleko Valašského Meziříčí v okrese Vsetín.

Žádný vnější prostor nesousedí s jinými částmi jiných objektů. Obytné místnosti jsou vytápěny nízkoteplotním podlahovým vytápěním.

Po zateplení objektu polystyrenem bude současný plynový kotel ponechán jako bivalentní zdroj a doplněn tepelným čerpadlem vzduch – voda. Tepelné čerpadlo bude zapojeno do stávajícího systému.

Podkroví je nevytápěné. Střecha je tepelně izolovaná. Materiál použitý na obvodové zdivo je z Porothermu. Dům obývá čtyřčlenná rodina.

1. 2. Norma

Výpočet tepelného výkonu je spočítán podle normy ČSN EN 12831. Tato norma stanoví postup výpočtu tepla nutného k bezpečnému dosažení výpočtové vnitřní teploty.

„Předmět normy:

Tato norma udává postupy pro výpočet návrhové tepelné ztráty a návrhového tepelného výkonu pro standardní případy při návrhových podmínkách.

- s omezenou výškou místnosti (nepřesahující 5m);
- s vytápěním do ustáleného stavu při návrhových podmínkách.“

1. 3. Návrhový tepelný výkon

Tepelný výkon stanovíme pro dimenzování zdroje tepla. Tepelný výkon Φ_{HL} pro budovu se stanoví:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i} \quad [W]$$

kde:

$$\sum \Phi_{T,i} \quad [W]$$

je suma tepelných ztrát prostupem tepla všech vytápěných prostorů s výjimkou tepla sdíleného uvnitř části budovy

$$\sum \Phi_{V,i} \quad [W]$$

tepelné ztráty větráním všech vytápěných prostorů s výjimkou tepla sdíleného uvnitř budovy

$$\sum \Phi_{RH,i} \quad [W]$$

součet tepelných zátopových výkonů všech vytápěných prostorů požadujících vyrovnání účinků přerušovaného vytápění

1. 4. Výkresová dokumentace

1 – Řez domu (Příloha. 1)

2 - Půdorys domu – výpis místností (Příloha. 2)

3 – Půdorys domu – výpočtové teploty jednotlivých místností (Příloha. 3)

2. KAPACITNÍ A BILANČNÍ VÝPOČTY

Podle normy ČSN EN 12831.

2. 1. Všeobecné údaje pro výpočet

Klimatické údaje			
Popis	Označení	Jednotka	Hodnota
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}\text{C}$	-15
Roční průměrná teplota vzduchu	$\Theta_{m,e}$	$^{\circ}\text{C}$	13
Korekční činitele vystavení klimatickým podmínkám e_k a e_l			
Orientace			Hodnota
			na jednotku
Vše			1
Údaje o vytápěných místnostech			
Označení místnosti	Výpočtová vnitřní teplota	Plocha místnosti	Objem místnosti
	$\Theta_{int,i}$	A_i	V_i
	$^{\circ}\text{C}$	m^2	m^3
Zádveří	15	5,72	14,87
Kuchyně	21	16,85	43,81
Obytný prostor	21	40,20	104,52
T. místnost Garáž	18	8,90	23,14
Garáž	10	36,58	95,11
Domácí dílna	18	7,43	19,32
Chodba	18	8,03	20,88
Ložnice	21	15,01	39,03
Ložnice	21	17,39	45,21
Ložnice	21	15,99	41,57
Koupelna	24	9,02	23,45
WC	21	2,65	6,89
Celkem		183,77	477,80
Údaje o nevytápěných místnostech			
Označení místnosti	b - hodnota		teplota
	b_u		Θ_u
	na jednotku		$^{\circ}\text{C}$
Nevytápěné podkroví	0,0		-15

Výpočtové venkovní teploty a průměrné roční teploty zadává norma na základě národních klimatických údajů.

2. 2. Výpočet tepelného výkonu

U - Součinitel prostupu tepla $\text{W/m}^2\text{K}$

l - Součinitel teplotní vodivosti W/mK

R – Tepelný odpor $\text{m}^2\text{K/W}$

2. 3. Výpočet U – hodnot pro stavební části

Výpočet dle normy ČSN EN 12831 (Příloha 4.)

Popis	d	l	R	U _k
	m	W/mK	m ² K/W	W/m ² K
Označení stavebních částí - materiálů				
Název vnitřní laminární vrstvy			R _{si}	
Název materiálu	d ₁	l ₁	R ₁ =d ₁ /l ₁	
.....	
Název materiálu	d _n	l _n	R _n =d _n /l _n	
Název vnější laminární vrstvy			R _{se}	
Celková tloušťka a U_k	Σd _i		ΣR _i	1/ΣR _i

2. 4. Výpočet tepelné ztráty pro jednotlivé místnosti

Výpočet dle normy ČSN EN 12831 (Příloha 5.)

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ _e	°C	-15	
Výpočtová vnitřní teplota	Θ _{int,i}	°C	21,00	
Výpočtový teplotní rozdíl	Θ _{int,i} -Θ _e	°C	-36,00	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f _k	A _k	U _k	f _k *A _k *U _k
	na jedn.	m ²	W/m ² K	W/K
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
$H_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k$			W/K	
Celková tepelná ztráta prostupem				
$\Phi_{T,i} = H_{T,i} \cdot (\Theta_{int,i} - \Theta_e)$			W	
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V _i	m ³		
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n _{min}	h ⁻¹		

Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
$H_{V,i}=0,34 \cdot V_{i \cdot n_{min}}$			W/K	
Celková tepelná ztráta větráním				
$\Phi_{V,i}=H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
$\Phi_{Ti}+F_{V,i}$			W	
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.		
Tepelná ztráta větráním a prostupem	$\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\Theta}$		W	
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha	A_i	m^2		
zátopový součinitel	f_{RH}	W/m^2		
Celkový zátopový tepelný výkon				
$\Phi_{RH,i}=A_i \cdot f_{RH}$			W	
Tepelný výkon				
$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$			W	

2. 5. Celková vypočtená tepelná ztráta

Označení místnosti	Prostupu	Kor. č.	Větráním	Zátopový	Celkový
	$\Phi_{T,i}$	$f_{\Delta\Theta}$	$\Phi_{V,i}$	$\Phi_{RH,i}$	$\Phi_{HL,ii}$
	W	na jedn.	W	W	W
Zádveří	174	1	76	40	290
Kuchyně	542	1	804	118	1464
Obytný prostor	702	1	1279	281	2262
T. místnost	258	1	130	62	451
Garáž	1184	1	404	476	2063
Domácí dílna	305	1	108	52	465
Chodba					
Ložnice	304	1	239	105	648
Ložnice	450	1	277	122	849
Ložnice	428	1	254	112	795
Koupelna	256	1,6	466	63	1218
WC	74	1	42	19	135
Celkem	4676		4081	1450	10639

Tepelná ztráta pro návrh tepelného čerpadla vzduch – voda bude $10639 - 1450 = 9189 \text{ W}$

2. 6. Navýšení výkonu pro ohřev TUV

Navýšení výkonu tepelného čerpadla **1,1x** pro ohřev denní spotřeby teplé užitkové vody (TUV). Pro denní spotřebu TUV je navržen bojler o objemu 200 l, t.j. $0,2 \text{ m}^3$ vody.

Vypočtený tepelný výkon 9189 W.

Zvýšení výkonu TČ o 10% rezervu $9189 * 1,1 = 10108 \text{ W}$

Celkový výpočtový výkon tepelného čerpadla vzduch – voda bude **10,1 kW**.

3. TEPELNÁ ČERPADLA

3. 1. Tepelné čerpadla obecně.

Tepelná čerpadla nám slouží k tomu, abychom dokázali využít nízkopotenciální energii, která nás obklopuje.

Jeho úkolem je přečerpat tuto energii na vyšší teplotní úroveň, která se využívá v otopných systémech a k ohřevu teplé užitkové vody, případně k ohřevu bazénů. Ke svému provozu využívá zpravidla elektrickou energii. Energie pro provoz je obvykle až 5x nižší, než množství získané energie z okolního prostředí. Pro vyjádření energetické efektivity („účinnosti“) tepelného čerpadla je používáno označení COP (topný faktor), což je poměr mezi celkovou přivedenou energií a získanou energií. Topný faktor je pokaždé větší než 1.

3. 1. 1. Možnosti získávání nízkopotenciální energie (tepla).

Tepelné čerpadlo vzduch - voda

Při tomhle způsobu je využíván okolní vzduch, případně odpadní vzduch.

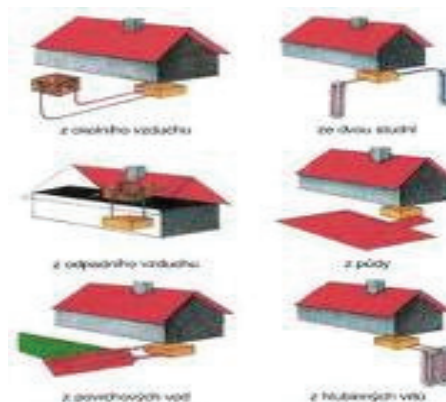
Tepelné čerpadlo země – voda

Za pomoci plastových výměníků (kolektorů) se teplo odebírá z hlubinných vrtů nebo z povrchové vrstvy zeminy. V primárním okruhu je nemrznoucí směs.

Tepelné čerpadlo voda – voda

Zde je teplo získáno přímým nebo nepřímým odběrem z tekoucích vod (řek , potoků), případně nepřímým odběrem ze stojatých vod (rybníků) pomocí kolektorů. Dále je možné využití podzemních vod.

Teplo se odebírá ze zdrojové studny a po odebrání energie (po ochlazení) se vrací do druhé vsakovací studny.



3. 1. 2. Způsoby provozu tepelných čerpadel.

Monovalentní provoz

Tepelné čerpadlo je jediným zdrojem tepla.

Bivalentní, trivalentní provoz

K získání tepla je použito více zdrojů tepla.

3. 2. Princip tepelného čerpadla.

Tepelná čerpadla využívají fyzikálních vlastností látek (chladičů), která mají teplotu varu a kondenzace závislou na tlaku. Při atmosférickém tlaku (0,1 Mpa) dochází k varu již při teplotách daleko pod nulou a při stlačení látky na několiknásobek tlaku atmosférického dochází k varu až za teplot vysoko nad nulou. Například u čpavku NH_3 dochází k varu při tlaku 0,1 Mpa již za teploty -33°C a po jeho stlačení na tlak 2 Mpa začne vřít až při 50°C .

3. 2. 1. Základní části tepelného čerpadla.

Výparník

Na vstupu do tepelného čerpadla je výměník (výparník), který dodává nízkopotenciální teplo z okolního prostředí. Ve výparníku při tlaku (p_0) a teplotě (t_0) dochází k odpařování kapalného chladiva, které se do výparníku vstříkne z termostatického expanzního ventilu při velkém tlaku. Po vstříknutí kapalného chladiva dochází k poklesu tlaku chladicí látky na (p_0) a chladivo se začíná odpařovat.

Kompresor

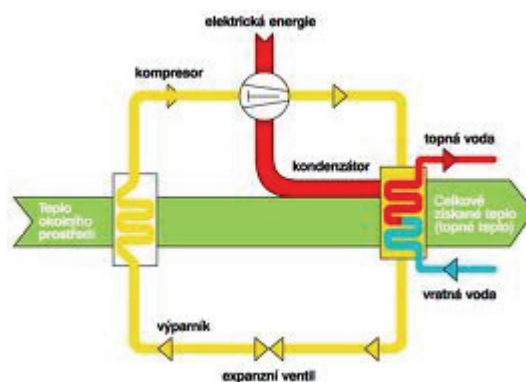
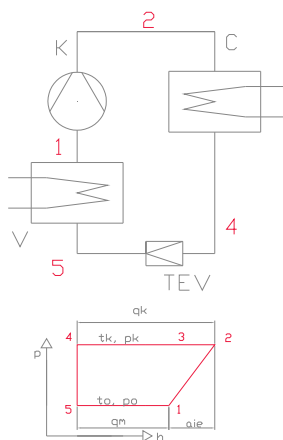
Z výparníku se páry odpařeného chladiva nasávají kompresorem. Studená pára, která odebrala teplo (q_m) z okolního prostředí se stlačením v kompresoru na tlak (p_k) zahřeje na vysokou teplotu. V kompresoru se k získané energii ještě přidá ztrátové teplo z práce elektromotoru (a_{ie}).

Kondenzátor

Stlačený plyn na vstupu do výměníku (kondenzátoru) má vyšší teplotu než má voda v otopném systému. V důsledku toho se stlačené chladivo ochladí (zkondenzuje) na teplotu (t_k) za stále vysokého tlaku (p_k) a předá teplo (q_k) do ohřívané látky.

Expanzní ventil

Zkapalněné chladivo je vedeno do expanzního ventilu. Ve vstřikovacím ventilu se tlak upraví na hodnotu vstupující do výparníku a celý cyklus se opakuje. Úkolem ventilu je vstřikovat kapalné chladivo do výparníku tak aby byl výparník správně plněn



3. 3. Volba chladiva

3. 3. 1. Chladiva obecně

Chladiva jsou látky, které slouží k přenosu tepla v chladivovém okruhu TČ. Pro tepelný přenos musí mít vyhovující termodynamické, fyzikální a chemické vlastnosti. Jsou to látky, které se snadno odpařují a zkapalňují.

Rozdělení podle fyzikální vlastnosti.

Podle poměru jednotlivých složek a jejich teplotních vlastností rozdělujeme chladiva na:

Azeotropní chladiva

– Tyhle chladiva se během fázové přeměny z páry na kapalinu chovají jako čisté kapaliny. To znamená, že se jejich složení během procesu nemění. Mohou být složeny z jedné složky (např. R22) nebo z více složek (např. R502).

Zeotropní chladiva

– Jedná se o směsi chladiv obvykle 2 až 4 druhů. Tento druh chladiv má během procesu fázové přeměny z páry na kapalinu proměnné složení. Podle rozdílu teplot jednotlivých složek nasycených par dělíme tyto chladiva na blízce azeotropní, které mají velmi malý rozdíl teplot (např. R404a) a na zeotropní (např. R407a).

Rozdělení podle chemických vlastností.

Na skupiny:

CFC: plně halogenizované uhlovodíky a jejich směsi. To značí, že všechny atomy vodíku v molekule jsou nahrazeny atomy ze skupiny halogenidů (chlor, fluor, někdy i brom). Mají vysoký GWP i ODP. Např. R11, R12, R113, R503 atd.

HCFC: chlorofluorované uhlovodíky, které mají v molekule i atomy vodíku. Mají střední až vysoký GWP a nižší ODP. Např. R21, R22, R123 atd. Označují se jako „měkké freony“.

HFC: V molekule mají pouze atomy fluoru. ODP mají rovnu 0, ale mohou mít vysoký GWP. Např. R134a, R407c, R404a atd.

HC: jedná se o přírodní uhlovodíky a jejich směsi. Jejich složení je bez halogenidových prvků. Nemají žádný vliv na ozón a minimální vliv na skleníkový efekt. Jsou hořlavé. ODP = 0, GWP má hodnoty 3 a více. Např. R 290, R 600a atd.

Anorganické látky: CO₂ – R744, vzduch – R729, voda – R718

Sloučeniny dusíku: NH₃ – čpavek – R717

Koeficient ODP (Ozone Depletion Potential):

Je to koeficient, který popisuje vliv plynů a par na poškozování ozónové vrstvy Země. Základem určení byl přijat freon R11 s koeficientem 1. Z toho plyne, že čím je číslo menší, tím je vliv na poškození ozónové vrstvy nižší.

Koeficient GWP (Global Warming Potential):

Tímto koeficientem se označuje vliv látek na skleníkový efekt. Za hodnotou tohoto čísla se ještě přidává počet let vlivu látky. Pro základní hodnotu byl zvolen CO₂/100 let s hodnotou 1. Čím je číslo GWP vyšší, tím má větší negativní vliv.

3. 3. 2. Zvolené chladivo pro tepelné čerpadlo vzduch – voda

Z přehledu chladiv jsem si zvolil chladivo ze skupiny HFC R404a.

Jedná se zeotropní směs skládající se z R125/R134a/R143a v % složení 44/52/4.

Bod varu při atmosférickém tlaku je $-46,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

Jde o skoro azeotropní chladivo s velmi malým teplotním skluzem 0,5K.

Koeficienty- ODP = 0,00

- GWP = 4/540

Používá se s oleji POE.

Polyolesterový olej POE:

Pro každé chladivo je vhodný jiný typ oleje. Chladivo musí mít v použitém oleji dokonalou rozpustnost. Část oleje neustále koluje unášené použitým chladivem po celém okruhu tepelného čerpadla. Převážně v kompresoru ho musí být stále dostatečné množství. Nevýhodou oleje POE je, že velmi dobře přijímají vodní páru ze vzduchu a proto se nesmí ponechávat tak, aby k nim byl přístup vzduchu. Voda v oleji může způsobit jeho rozklad a vznik kyselin i jiných nežádoucích produktů. Může docházet k rozpouštění mědi a její usazování na nevhodných místech chladivového okruhu tepelného čerpadla.

Chladivo se do tepelného čerpadla doplňuje až při montáži.

4. NÁVRH VÝPOČTOVÝCH HODNOT TEPELNÉHO ČERPADLA

Návrh tepelného čerpadla bude proveden pro požadovaný výkon 10,1 kW.

Vypočtený tepelný výkon 9189 W.

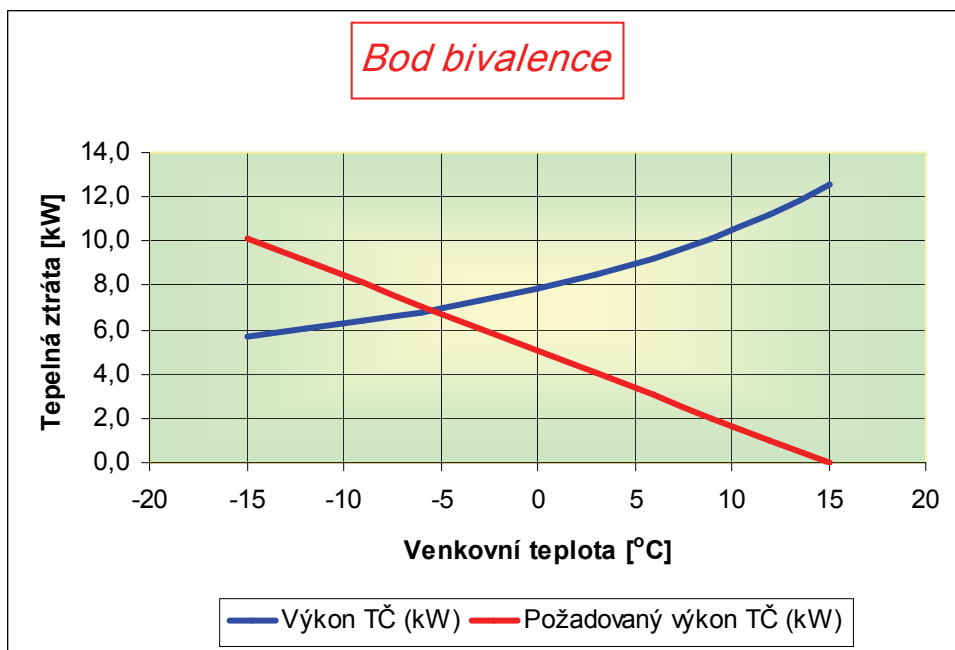
Navýšení výkonu TČ o 10% rezervu pro ohřev TUV $9189 \cdot 1,1 = 10108\text{ W}$

4.1. Stanovení bivalentního bodu

Bod bivalence je průsečík požadovaného výkonu tepelného čerpadla a skutečného výkonu tepelného čerpadla v závislosti na venkovní teplotě. Jinak řečeno je to teplota venkovního vzduchu, při které dochází k vyrovnání výkonu tepelného čerpadla a tepelné ztráty objektu. Při poklesu pod tuto teplotu se musí zapnout bivalentní zdroj tepla – v našem případě stávající plynový kotel.

- Výkon TČ v závislosti na venkovní teplotě $e = Q_{\text{out}}/Q_{\text{el}} = (Q_{\text{in}} + Q_{\text{el}})/Q_{\text{el}} = T_{\text{out}}/(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$
- Požadovaný výkon TČ v %.

Teplota vzduchu ($^{\circ}\text{C}$)	Výkon TČ (kW)	y-%	Požadovaný výkon TČ (kW)
-15	5,7	100	10,1
-12	6,0	90	9,1
-9	6,4	80	8,1
-6	6,8	70	7,1
-3	7,3	60	6,1
0	7,8	50	5,1
3	8,5	40	4,0
6	9,2	30	3,0
9	10,1	20	2,0
12	11,2	10	1,0
15	12,5	0	0



Z grafu vyplývá, že bod bivalence má hodnotu:

teploty venkovního vzduchu **-6 °C** při výkonu TČ **6,8 kW**.

Z výše stanoveného bodu bivalence:

volím tepelné čerpadlo o výkonu **7 kW** při venkovní teplotě **-6 °C**

4. 2. Dimenzování tepelného čerpadla (TČ)

Jelikož se potřeba výkonu během otopného období mění, bývá dimenzování tepelného čerpadla na maximální výkon zpravidla neekonomické. Proto se TČ vzduch – voda zapojuje bivalentně (TČ kryje pouze část tepelného výkonu, zbytek podle potřeby dodá bivalentní zdroj). Mezi hlavní důvody tohoto zapojení patří:

- Snížení pořizovacích nákladů na tepelné čerpadlo
- Bivalentní zdroj slouží jako rezerva při poruše TČ
- Prodloužení životnosti TČ z důvodu menšího počtu zapnutí a vypnutí.

Proto tepelné čerpadlo vzduch – voda navrhujeme na výkon kolem 60 – 90% tepelné ztráty při venkovních teplotách mezi -3 až -7 °C.

Výpočtový tepelný výkon bude dimenzován cca na 70% požadovaného výkonu (10,1 kW).

Výkon TČ vzduch – voda bude 7 kW. (Celkový výkon P_{OUT})

Stanovení výkonu (COP) z nízkopotenciálního tepla – venkovního vzduchu

4. 3. COP (Coefficient of Performance)

COP – Topný faktor tepelného čerpadla: je to poměr výkonu tepelného čerpadla k jeho příkonu. Hodnota je vždy vyšší než 1.

Předpokládaná velikost COP $e = 3$

Tepelný výkon z nízkopotenciálního tepla - venkovního vzduchu P_{IN}

$$P_{IN} = P_{OUT} * (e-1)/e$$

$$P_{IN} = 4,6 \text{ kW}$$

4. 4. Zapojení tepelného čerpadla

Tepelné čerpadlo vzduch voda bude zapojeno do stávajícího systému sériově s bivalentním zdrojem – stávajícím plynovým kotlem.

5. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZÁKLADNÍCH ČÁSTÍ TEPELNÉHO ČERPADLA VZDUCH – VODA

Samotná konstrukce tepelného čerpadla bude provedena formou typu split. To značí, že se bude skládat z venkovní jednotky umístěné v nevytápěném podkroví nad technologickou místností (T – místnost) s odvodem vzduchu do venkovního prostředí a z vnitřní jednotky - umístěné na stěně místnosti v přízemí propojené s bivalentním zdrojem.

5. 1. Návrh kompresoru a průřezů potrubí

Podle vypočtených hodnot volím Kompresor

ZR – 40K – C – E – PFJ 522

Údaje výrobce: Výkon 9,44 m³/h, hmotnost 27kg, Olejová náplň 1,1 litrů.

ZR – typová řada

40K – kód jmenovitého chladicího výkonu

C – modelová řada (Compliant)

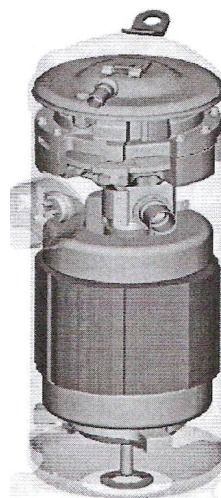
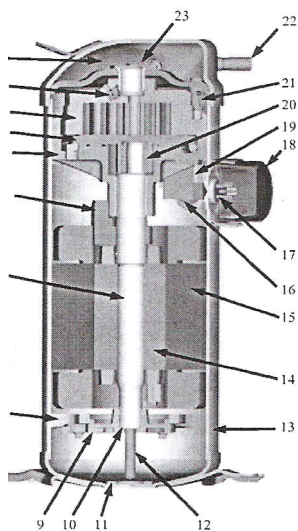
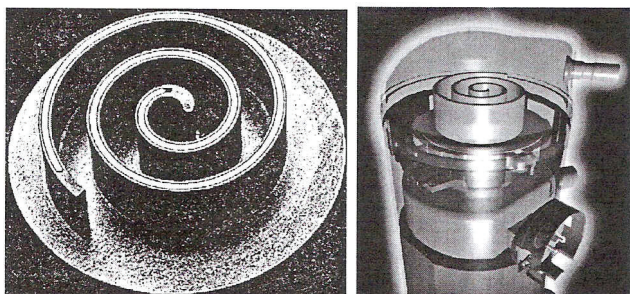
E – esterový olej 32MMMPOE

PFJ – jednofázový motor 230V/50Hz

522 – pájecí hrdla

Kompresor scrol firmy Copeland

Kompresor je vhodný pro chladivo HFC R404a. Má velmi nízkou hladinu hluku. Vysoká objemová účinnost je zvýšena těsnícím systémem s plovoucí hlavou. Spirála se může pohybovat jak v radiálním tak v axiálním směru (modelová řada C). Chladicí faktor 3,37 se 100% objemovou účinností. Kompresor scrol má velmi nízké vnitřní tepelné ztráty zajištěny kvalitním oddělením sací a výtlačné části. Je odolný proti vniknutí pevných částic mezi spirály i proti kapalinovému rázu. Jednofázová řada má lehký rozběh bez pomocného prvku pro rozběh. Vnitřní tepelná ochrana zabraňuje přehřátí vinutí motoru kompresoru. Pojistný ventil ochraňuje kompresor proti překročení výtlačného tlaku. Procházející páry chladiva ochlazují kompresor a tak je možné přístroj zcela tepelně zaizolovat.



1	Výtlačný prostor	2	Teplotní ventil	3	pevná spirála
4	Kroužící spirála	5	šasi kompresoru	6	protizávaží
7	hřídel elektromotoru	8	držák dolního ložiska	9	dolní ložisko
10	tlaková podložka	11	magnet	12	trubka pro olej
13	plášť	14	rotor elektromotoru	15	stator elektromotoru
16	Sací potrubí	17	přívod proudu	18	kryt svorkovnice
19	sacího přepážka	20	ložisko a excentr spirály	21	přetlaková pojistka
22	výtlačné potrubí	23	horní ložisko		

Podle vypočtených hodnot volím průřezy potrubí

Zvolené rozměry měděného potrubí

Sací	$d_1 - 22 \text{ mm}$
Výtlačné	$d_2 - 10 \text{ mm}$
Kapalinové	$d_3 - 12 \text{ mm}$

Tyto trubky mohou pracovat s velmi vysokými tlaky. Vyznačují se dobrou čistotou mědi a především tím, že jsou vyrobeny z bezkyslíkaté mědi. Vyrábějí se o tloušťce stěny 1 mm a obvykle v rozměrové řadě s vnějším průměrem (6, 8, 10, 12, 16, 18, 22, 24, 28) mm. Pro chladicí techniku se dodávají jako tvrdé a měkké.

5. 1. 1. Příloha 6. - Výpočet výkonu kompresoru a průřezů potrubí

5. 2. VNITŘNÍ JEDNOTKA

Vnitřní jednotka se bude skládat s kondenzátorem, který bude propojen přes bivalentní zdroj s rozdělovačem podlahového vytápění.

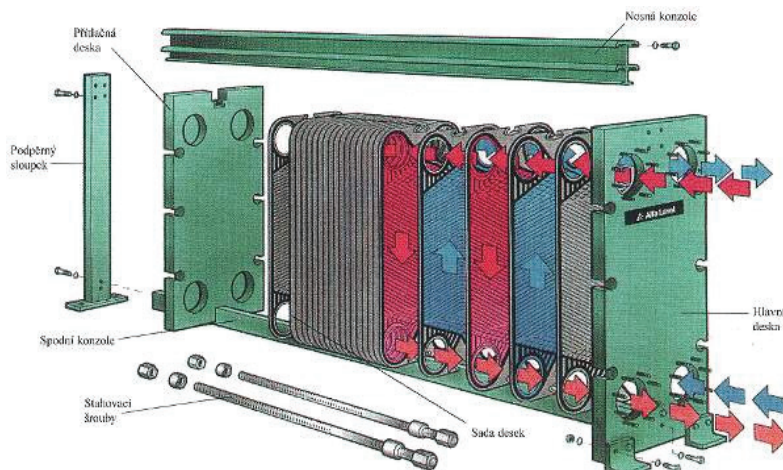
5. 2. 1. Kondenzátor

Kondenzátor je výměník, jenž slouží k výměně tepla mezi chladivem a topnou soustavou. K přenosu tepla dochází, když kondenzují horké stlačené páry chladiva, které předávají teplo vodě v topném systému.

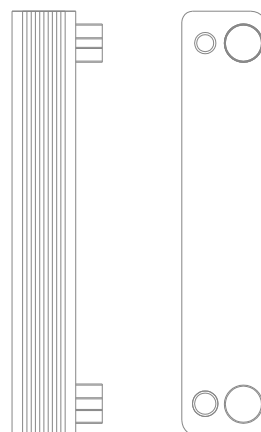
Pro kondenzátor v tepelném čerpadle vzduch – voda bude použit deskový výměník.

Deskový rekuperační výměník

eplosměná plocha je vyrobena z tenkých kovových desek, které jsou na sebe pevně slisované. Desky mají ve svém profilu vylisovány kanálky. Chladivo proudí jednou skupinou kanálků a ohřívána voda jinými těsně přilehlými kanálky. Obě pracovní látky proudí ve svých kanálkách protiproudě. Jednotlivé desky jsou k sobě pájeny nebo stažené šroubovými svorníky. Desky jsou lisované z plechů tloušťky 0,4 – 1 mm z uhlíkových ocelí až po nerezové oceli. Maximální mezera mezi deskami bývá 3 – 5 mm při rychlostech proudění 0,2 – 1 m/s. Používají se do teplot okolo 150 °C a do tlaků 3,5 Mpa.



Pro návrh kondenzátoru byl použit výpočetní program společnosti Alfa Laval. Je složen z 15 desek. Celková délka x šířka x výška v mm: 68 x 111 x 526. Typ CB52-14H.



5. 2. 2. Příloha 7. - Výpočet rozměrů plochy kondenzátoru.

5. 3. VENKOVNÍ JEDNOTKA

Venkovní jednotka se bude skládat z výparníku s ventilátorem, kompresoru a expanzního ventilu.

5. 3. 1. Termostatický expanzní ventil (TEV)

Jeho hlavním úkolem je udržovat optimální pracovní režim ve výparníku. Musí do výměníku vstříkovat správné množství kapalného chladiva. Hlavní částí je tryska, která se otevírá vzájemným působením několika silových veličinami. Na trysku působí síla vytvořená tlakem plynů na membránu ventilu a v opačném směru síla vyvolaná pružinou regulačního šroubu.

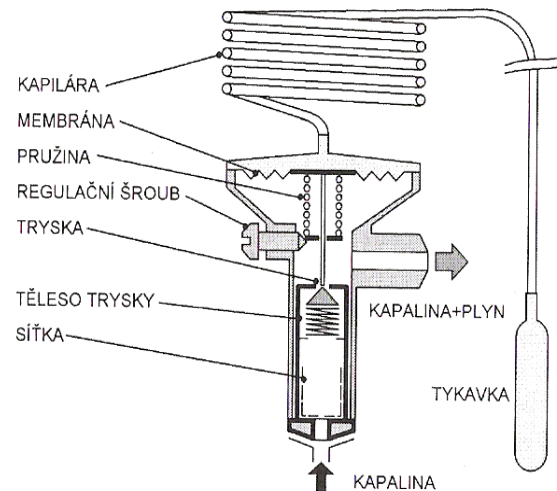
Silové účinky nad membránou TEV:

Důležitou součástí TEV je tykavka (teplotní čidlo). Jedná se o menší nádobku naplněnou vhodnou látkou u které se zvyšuje tlak při zvyšování teploty media. Síla vyvolaná tímto tlakem se přenese přes kapiláru na membránu. Čím větší teplota tykavky tím vyvolá intenzivnější tlak na membránu. Tryska se otvírá.

Silové účinky pod membránou TEV:

Tlak z potrubí působící společně se silou pružiny ventilu ze spodu trysku zavírá.

Velikost trysky se volí podle chladiva a požadovaného výkonu. Tykavka se upevňuje těsně za výparníkem v rovné části v poloze odpovídající čtyř nebo osmi hodinám na ciferníku. Kvalitně připevněná k potrubí a nesmí ji ovlivňovat okolní vzduch. U TEV je přidán zpětný ventil .

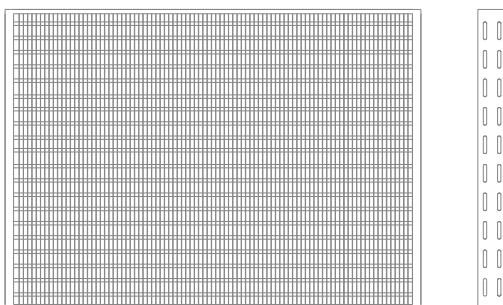
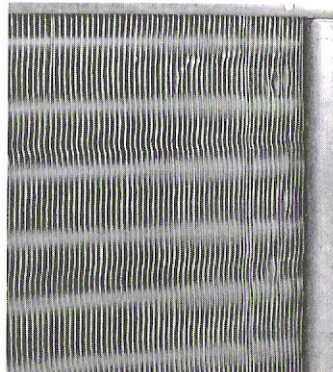
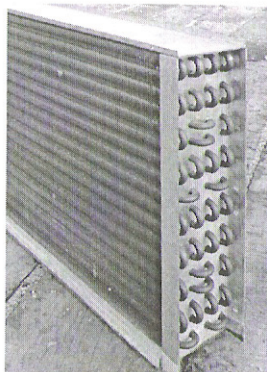


5. 3. 2. Výparník

Výměník tepla sloužící k přenosu nízkopotencionálního tepla z venkovního vzduchu do vypařujícího se chladiva.

Lamelový výměník vzduch – chladivo

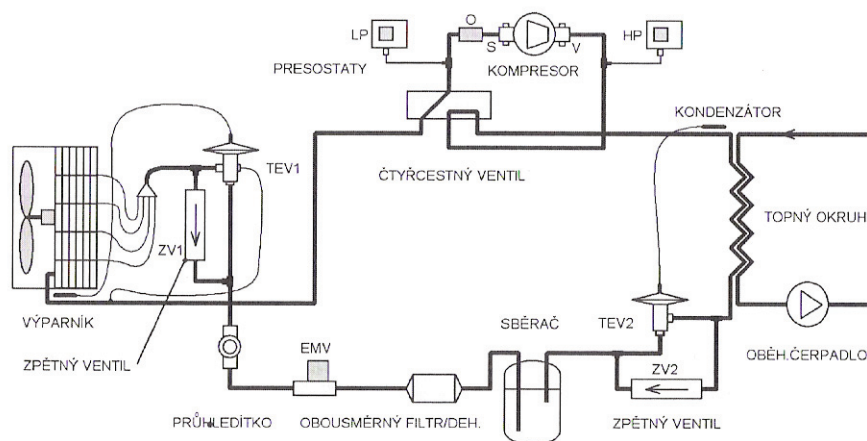
Skládají se z několika řad měděných trubek, které jsou osazeny zpravidla hliníkovými lamelami pro zvětšení teplosměnné plochy. Trubkový okruh může mít jeden nebo více dílů paralelně spojených. Potřebné množství vzduchu dodává ventilátor.



Dle výpočtu bude velikost lamelového výměníku 20 m^2 . Celková délka lamelových trubek bude 56 m. Vnější průměr trubek bude 12 mm, uspořádané ve dvou řadách za sebou o roztečích 50 mm vedle sebe a 50 mm nad sebou. Lamelový výměník bude složen ze 20 řad o délce 1,4 m. Lamely budou o tloušťce 1 mm na roztečích 15 mm. Tlaková ztráta pro výpočet je 150 Pa. Trubkový lamelový výparník se bude skládat ze dvou sekcí napájených z TEV pomocí rozdělovače chladiva.

5. 3. 3. Příloha 8. - Výpočet rozměrů plochy výparníku.

5. 4. Schéma zapojení TČ vzduch - voda



6. NÁVRH OSTATNÍHO PŘÍSLUŠENSTVÍ TEPELNÉHO ČERPADLA

6. 1. Volba ventilátoru

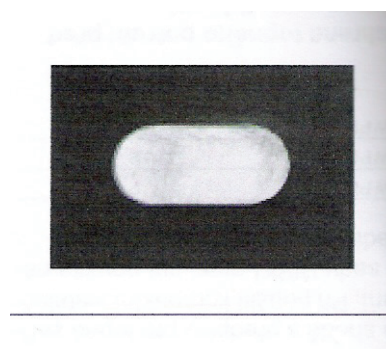
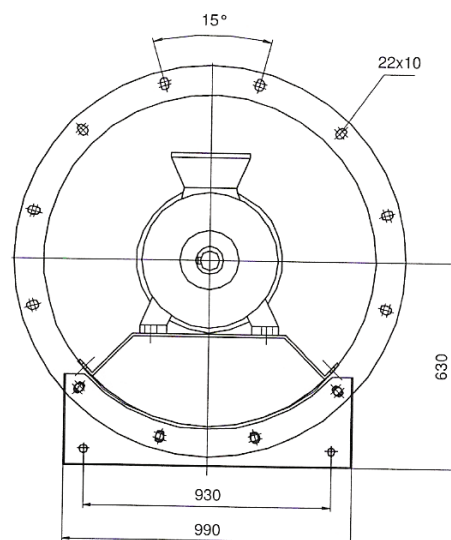
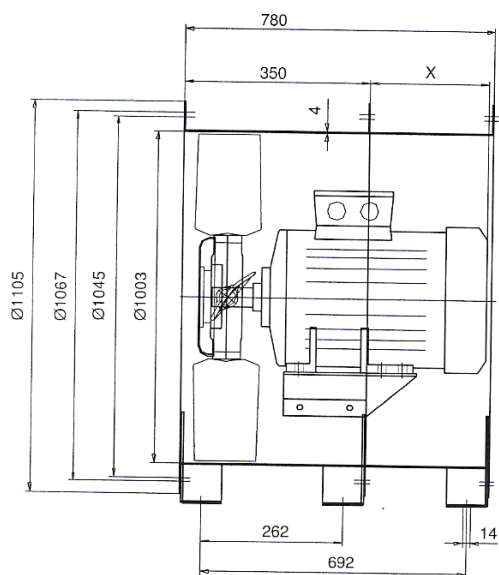
Na základě výpočtu objemového průtoku a tlakové ztráty volíme parametry ventilátoru:

$V_v = 2300 \text{ m}^3/\text{h}$, $D_p = 250 \text{ Pa}$. Lamelový výměník bude doplněn axiálním ventilátorem. Přívod vzduchu zajistí přirozené větrání umístěné ve střešní konstrukci. Odvod vzduchu zajistí tepelně izolovaná vzduchová hadice, která bude vyvedena vně půdního prostoru.

Hadice bude dlouhá 4 m. Ukončená protidešťovou žaluzií a sítí proti hmyzu.

Odtávání námrazy bude zachytávat vyměnitelná nádoba pod výparníkem.

Tepelně izolovaná vzduchová hadice : Plášť je vyroben z PVC vrstveného polyamidového pláště. Mezi vrstvami je vložena minerální vlna, která plní funkci protihlukové a zároveň tepelné izolace. Hadice je tvarovatelná. Tlaková ztráta na 1m je brána 5 Pa. Vývod bude řešen přes připojovací desku. Zvolený vnitřní průměr 560 mm. Vnější 640 mm.

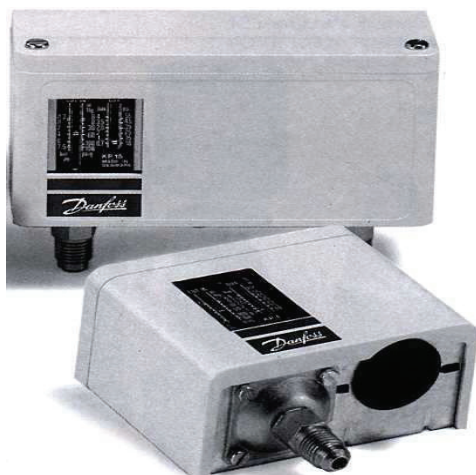


6. 1. 1. Příloha 9. – Výpočet objemového průtoku a tlakové ztráty ventilátoru

6. 2. Rozdělovač chladiva

Rozdělovač chladiva kuželovitého tvaru, bude mít dva výstupní otvory pro dvě sekce lamelového výparníku s jedním vstupním přívodem o průměru kapalinové přívodní měděné trubky.

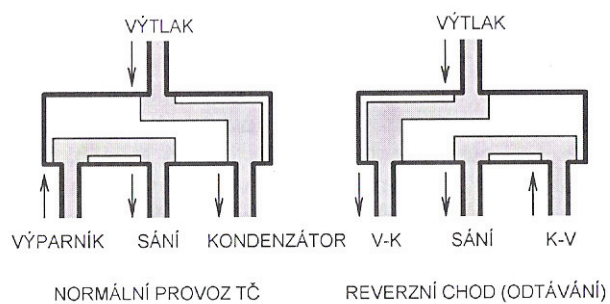
6. 3. Presostaty



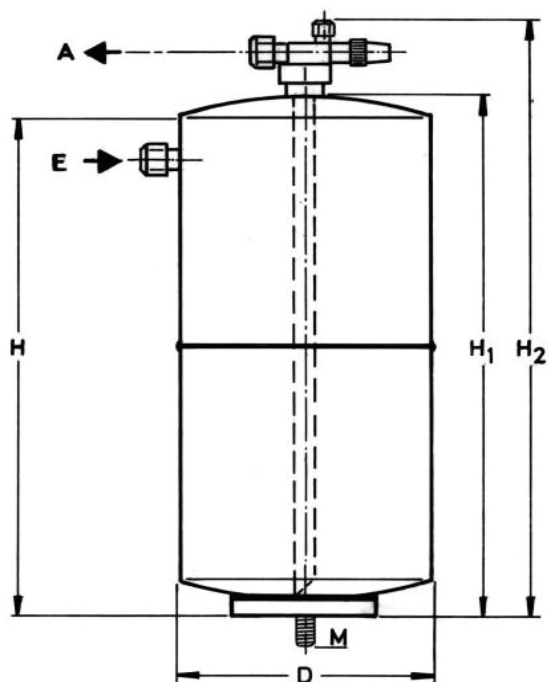
Presostaty chrání kompresory před vysokým, nebo příliš nízkým tlakem v chladicím okruhu. Jsou to nastavitelné tlakové spínače. Rozlišujeme dva typy - sací nebo výtlačné.

6. 4. Čtyřcestný reverzní ventil

Jedná se o elektromagnetický ventil, jehož funkce v okruhu tepelného čerpadla slouží pro obrácení okruhu. Čtyřcestný reverzní ventil z topného režimu přejde na funkci odtávání námrazy tak, že prohodí sání a výtlač na kompresoru.



6. 5. Sběrač kapalného chladiva



Používá se k odstranění bublin z okruhu a je to zároveň zásobník použitého chladiva. Sběrač kapalného chladiva je tlaková nádoba. Bude zvolen ve stojatém provedení o objemu do 5l.

Výstupní trubka sahá až ke dnu. Sběrač chladiva bude umístěn ve vnitřní jednotce společně s kondenzátorem a to tak, aby obíhající chladivo mohlo volně vytékat do zvoleného sběrače.

Zvolen sběrač EFM o objemu 4,2l s 10 mm vnitřním průměrem na vstupu A i na výstupu E. Rozměry: D – 160 mm, H – 200 mm, H1 – 265 mm, H2 – 320 mm,

6. 6. Filtrdehydrátor

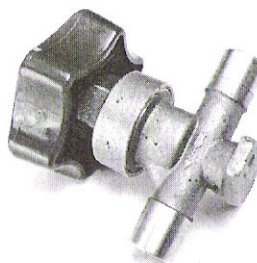
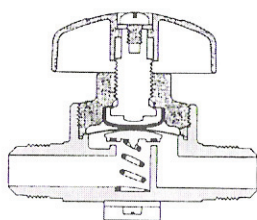


Odstraňuje škodlivé látky z chladivového okruhu, jako jsou malé pevné části a voda. Filtrdehydrátor je namontován vždy ve svislé poloze ve směru průtoku chladiva, který je náležitě označen.

Byl zvolen filtrdehydrátor FDB – 083 S 3/8“ ODF (10 mm vnitřní průměr, pájecí)

6. 7. Elektromagnetický ventil

Bývá zařazen v kapalinovém potrubí před termostatickým expanzním ventilem. Jeho funkce je taková, že po přerušení činnosti kompresoru uzavírá přívod chladiva. Po opětovném rozběhnutí kompresoru se elektromagnetický ventil opět otevře, aby kapalně chladivo mohlo znovu protékat okruhem.



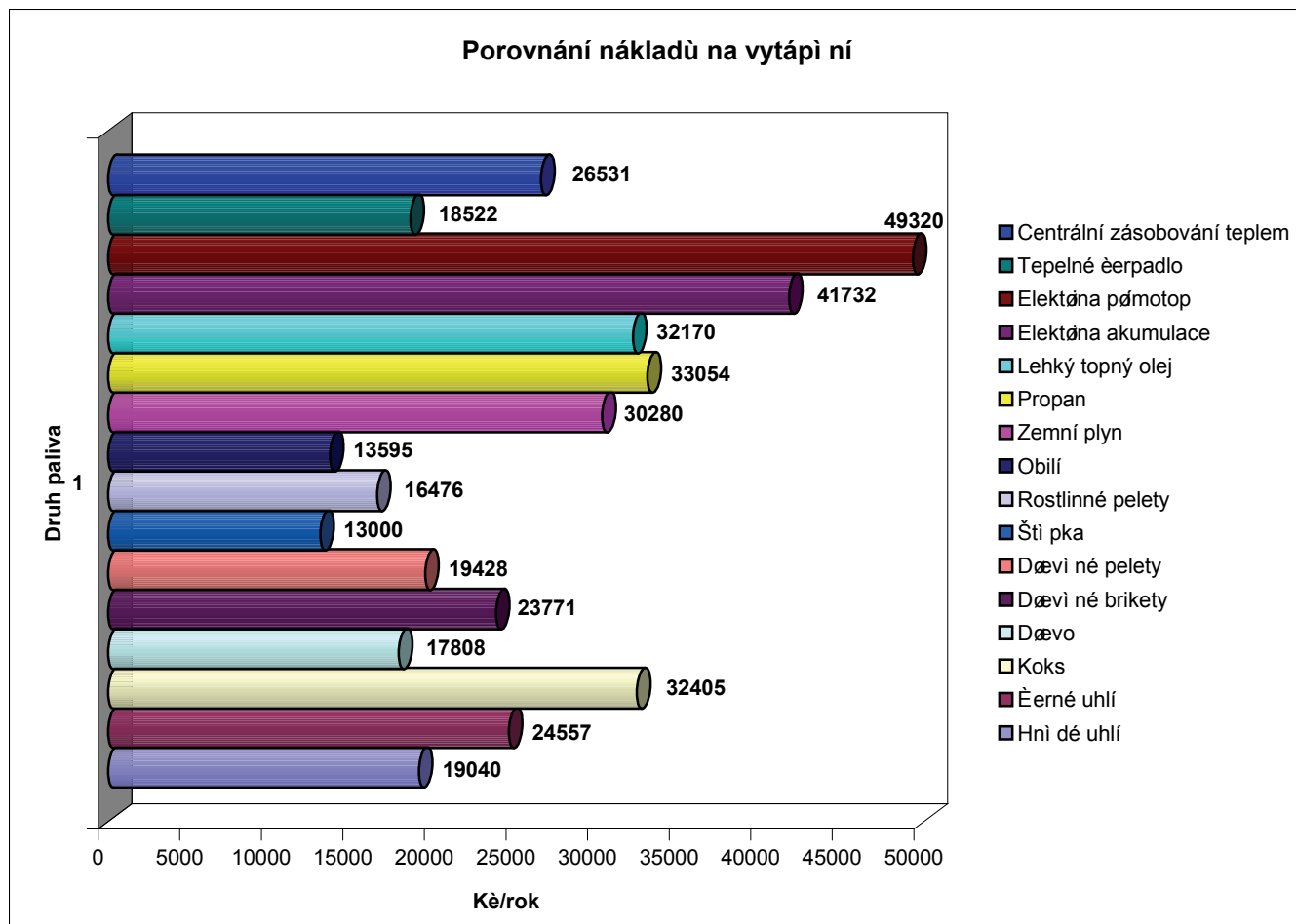
6. 8. Průhledítko

Průhledítka se používají k pozorování průtoku kapaliny potrubím. Je zařazeno za sběrač chladiva co nejbližší k TEV, protože před TEV již nesmějí být v chladivu bublinky. Připojovací průměr bude zvolen podle kapalinového potrubí. Mají indikátor vlhkosti, který se projeví změnou barvy.



7. Porovnání nákladů na vytápění

TZB – info. Výpočtová (porovnávací) spotřeba tepla pro 65 GJ.



Hnědé uhlí	19040	Kč/rok
Černé uhlí	24557	Kč/rok
Koks	32405	Kč/rok
Dřevo	17808	Kč/rok
Dřevěné brikety	23771	Kč/rok
Dřevěné pelety	19428	Kč/rok
Štěpka	13000	Kč/rok
Rostlinné pelety	16476	Kč/rok
Obilí	13595	Kč/rok
Zemní plyn	30280	Kč/rok
Propan	33054	Kč/rok
Lehký topný olej	32170	Kč/rok
Elektřina akumulace	41732	Kč/rok
Elektřina přímotop	49320	Kč/rok
Tepelné čerpadlo	18522	Kč/rok
Centrální zásobování teplem	26531	Kč/rok

8. Závěr

Diplomová práce řeší návrh vytápění a přípravu teplé užitkové vody s využitím nízkopotencionálního tepla prostřednictvím tepelného čerpadla - vzduch voda.

Pro umístění venkovní jednotky byl zvolen neobydlený půdní prostor. Výhodou tohoto umístění je, že teplota v místě tepelného čerpadla bude o několik stupňů větší než venkovní. Je to dáno díky prostupu tepla přes stropní konstrukci budovy. Tím se posune bod bivalence. Z toho důvodu byla brána pro výpočet prostupu tepla hodnota minimální venkovní teploty udaná předepsanou normou. Další výhodou je, že chladivový okruh bude poměrně krátký z důvodu umístění vnitřní a venkovní jednotky nad sebou. Nevýhodou bude manuální odstraňování zbavené námrazy z výparníku po reverzním chodu tepelného čerpadla. Při návrhu je brán zřetel na hygienické požadavky týkající se odvodu vzduchu mimo obytné místnosti a s použitím tlumících prvků zajištěna minimální hlučnost. Účelem protihlukových opatření je omezení šíření hluku a vibrací od tepelného čerpadla do stavební konstrukce. Sestava tepelného čerpadla a jeho umístění je zakresleno do výkresové dokumentace.

9. Použitá literatura:

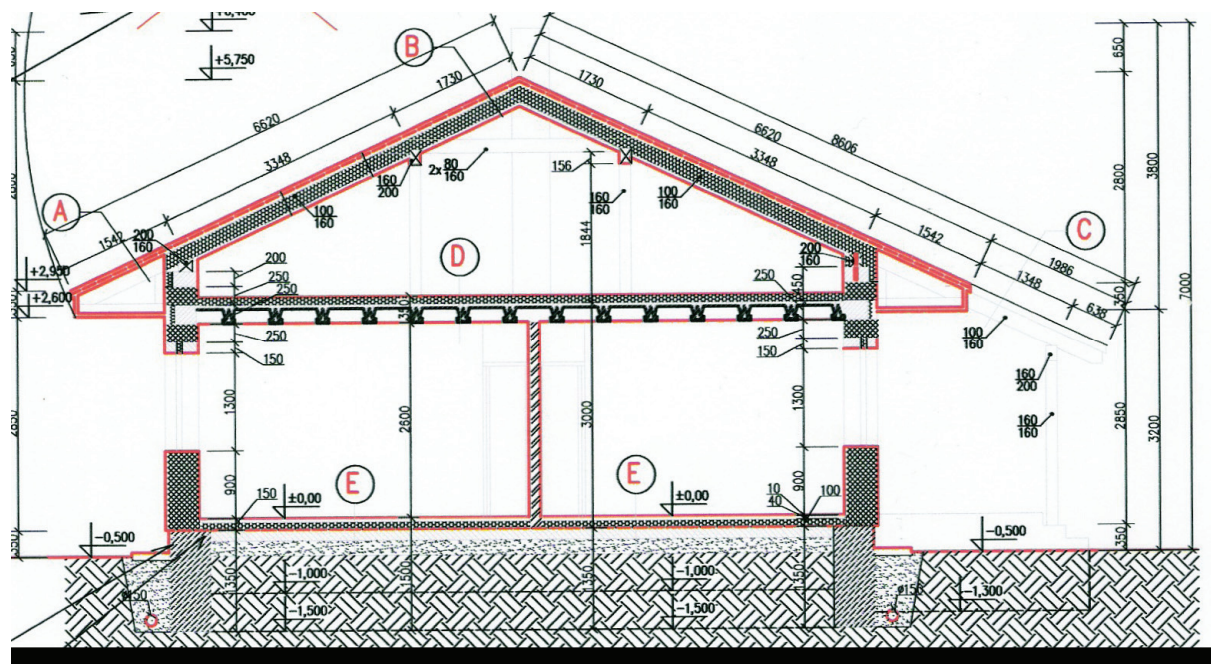
- [1.] Z. Dvořák, L. Klazar, J. Petrák:
Tepelná čerpadla – SNTL Praha 1987
- [2.] A. Žeravík:
Stavíme tepelné čerpadlo – Vydáno vlastním nákladem 2003
- [3.] V. Havelský, B. Furi:
Chladiaca technika (Základy techniky chladienia a tepelných čerpadiel – (Skriptum) STU Bratislava 2006
- [4.] K. Gutkowski:
Chladicí technika (Vybrané řešené problémy) – SNTL Praha 1982
- [5.] R. Karlík
Tepelné čerpadlo pro váš dům – Grada Publishing, a. s. Praha 2009
- [6.] S. S. Kutateladze, V. M. Borišanskij:
Příručka sdílení tepla – SNTL Praha 1962
- [7.] Z. Dvořák:
Chladicí technika - SNTL Praha 1971

Normy:

ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu

10. PŘÍLOHY:

Příloha 1. - Řez domu (Obr. 1)



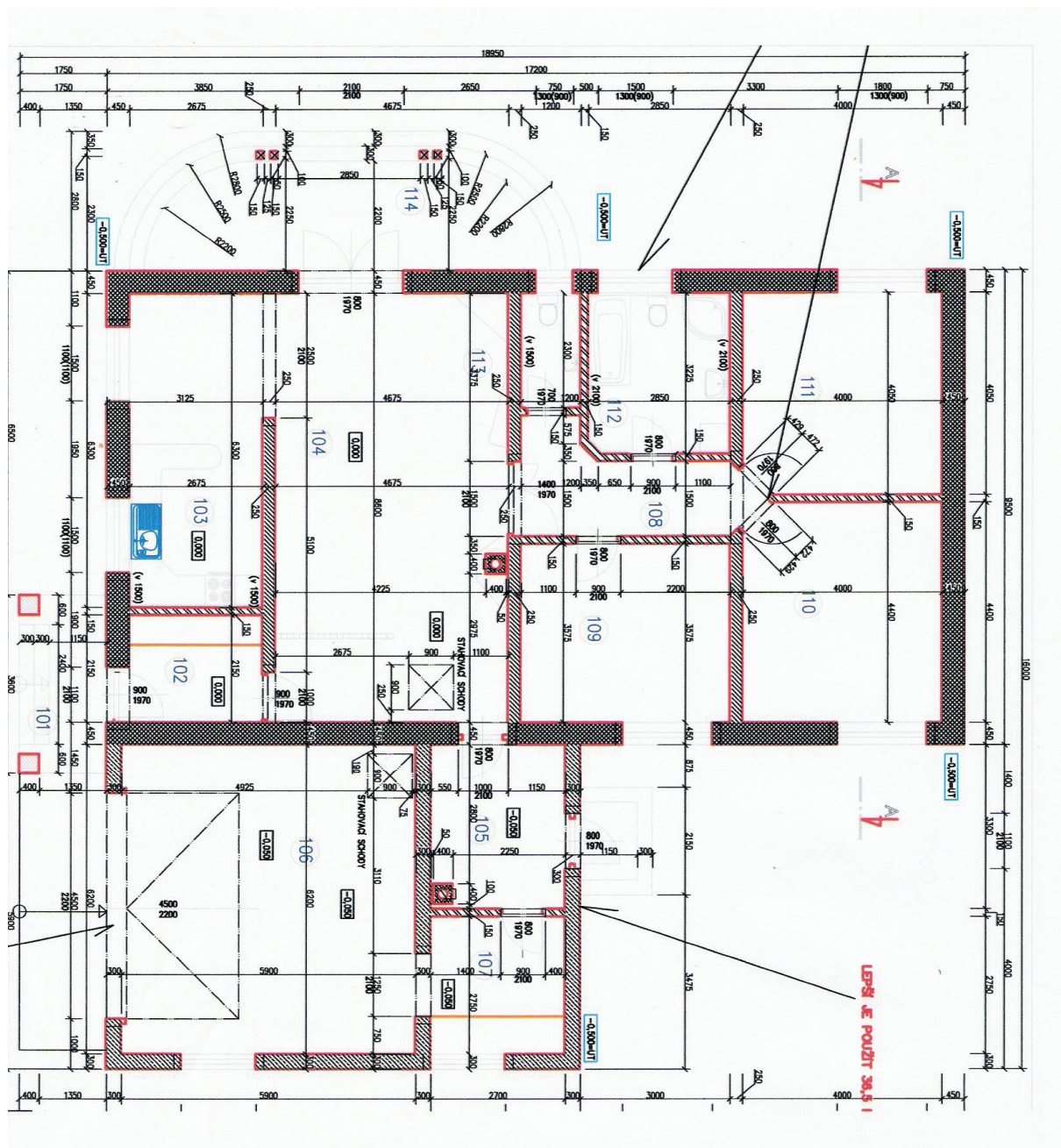
Obr. 1

Příloha 2. - Půdorys domu – výpis místností (Obr. 2)

Výpis místností

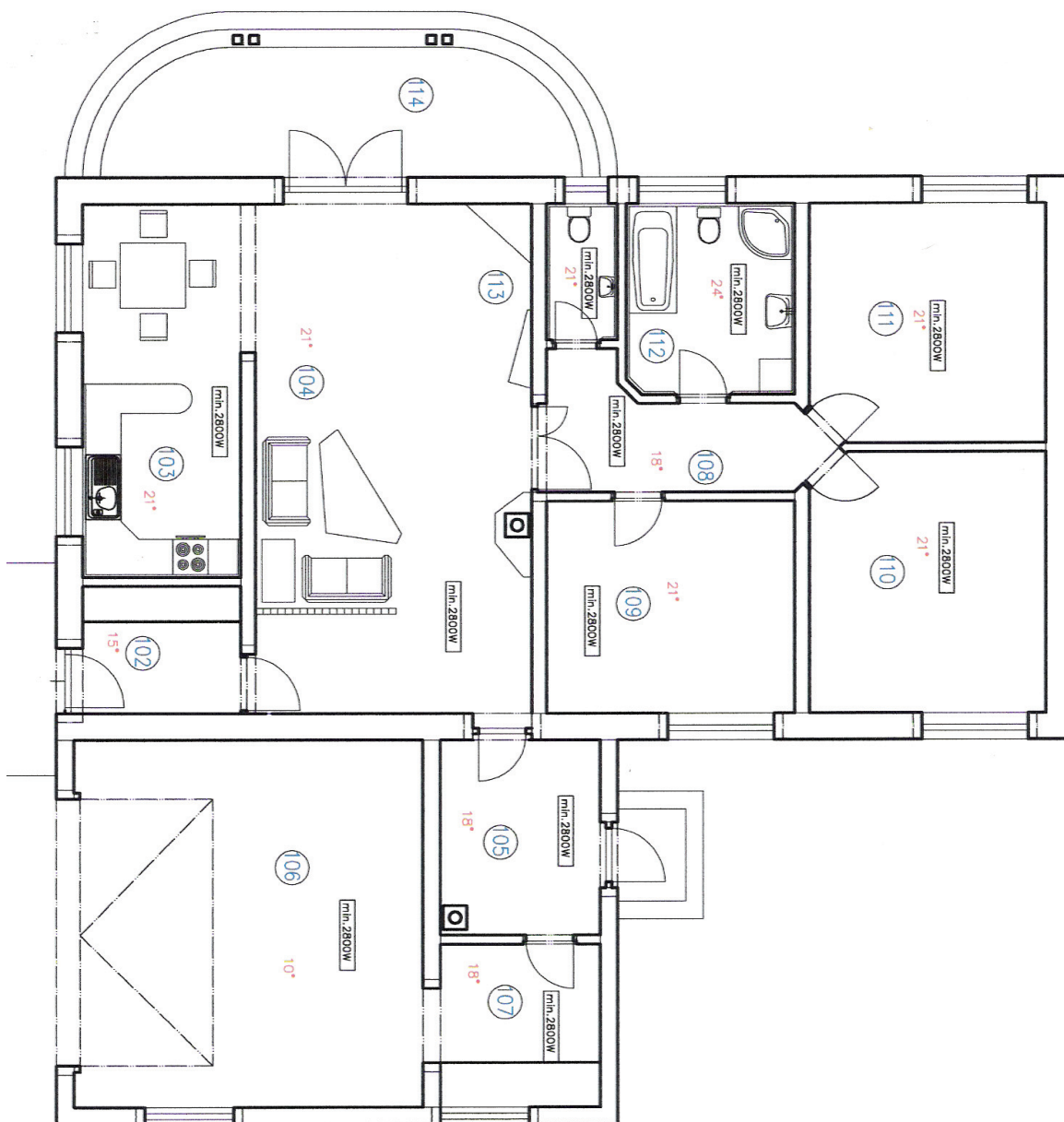
Číslo	Místnost	Plocha m ²
101	Vstup	3,3
102	Zádveří	5,72
103	Kuchyně	16,85
104	Obytný prostor	40,2
105	T. místnost	8,9
106	Garáž	36,58
107	Domácí dílna	7,43
108	Chodba	8,03
109	Ložnice	15,01
110	Ložnice	17,39
111	Ložnice	15,99

112	Koupelna	9,02
113	WC	2,65
114	Terasa	22,36



Obr. 2.

Příloha 3. - Půdorys domu – výpočtové teploty jednotlivých místností (Obr. 3)



(Obr. 3)

Výpočtové teploty místností

Číslo	Místnost	Výpočtové teploty °C
102	Zádveří	15
103	Kuchyně	21
104	Obytný prostor	21
105	T. místnost	18
106	Garáž	10
107	Domácí dílna	18
108	Chodba	18
109	Ložnice	21
110	Ložnice	21
111	Ložnice	21
112	Koupelna	24
113	WC	21

Příloha 4.- Výpočet U – hodnot pro stavební části

Výpočet proveden podle normy ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu

S1 - Tepelně izolovaná vnější stěna				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,13	
Porotherm 44 P+D	0,440	0,150	2,93	
Polystyren 80	0,080	0,034	2,35	
Fasádní omítka	0,005	0,800	0,01	
Vnitřní omítka	0,010	0,990	0,01	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,04	
Celková tloušťka a	0,535		5,47	0,183
U_k				
S2 - Tepelně izolovaná vnější stěna				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,13	
Porotherm 30 P+D	0,300	0,260	1,15	
Polystyren 80	0,080	0,034	2,35	
Fasádní omítka	0,005	0,800	0,01	
Vnitřní omítka	0,010	0,990	0,01	

Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,04	
Celková tloušťka a U_k	0,395		3,69	0,271
Podlaha (tepelně izolovaná, do zeminy)				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (tep. tok směrem dolů)			0,17	
Litý beton	0,040	1,230	0,03	
Nepropustná folie	0,001	0,230	0,00	
Podlahový polystyrén	0,130	0,037	3,51	
Železobeton B20	0,120	1,580	0,08	
Nopová folie	0,001	0,215	0,00	
Zhutněný podsyp	0,200	0,700	0,29	
Celková tloušťka a U_k	0,492		4,09	0,245
Strop				
Odp. při přestupu tepla na vnitřní straně (tep. tok směrem nahoru)			0,10	
Cetris desky	0,012	0,250	0,05	
Minerální rohož podlahová	0,100	0,045	2,22	
Stropní konstrukce MIAKO	0,350	0,222	1,58	
Omítka	0,001	0,212	0,00	
Odp. při přestupu tepla na vnější straně (tep. tok směrem nahoru)			0,10	
Celková tloušťka a U_k	0,463		4,05	0,247
Venkovní dveře				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,13	
Dřevo	0,060	0,150	0,40	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,04	
Celková tloušťka a U_k	0,060		0,57	1,754
Okna				
Celková tloušťka a U_k	—		—	2,100
Garážové dveře				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,13	
Dřevo	0,030	0,150	0,20	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,04	

tok)				
Celková tloušťka a U_k	0,030		0,37	2,703

Příloha 5. - Výpočet tepelné ztráty pro jednotlivé místnosti

Výpočet proveden podle normy ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}\text{C}$	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{\text{int},i}$	$^{\circ}\text{C}$	15,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{\text{int},i} - \Theta_e$	$^{\circ}\text{C}$	30,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Zádveří 102	na jedn.	m^2	$\text{W/m}^2\text{K}$	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	5,72	0,24	0,42
Strop	0,90	5,72	0,25	1,27
Venkovní dveře	1,00	1,77	1,75	3,11
Vnější stěna S1	1,00	5,44	0,18	0,99
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem $H_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k$			W/K	5,79
Celková tepelná ztráta prostupem $\Phi_{T,i} = H_{T,i} \cdot (\Theta_{\text{int},i} - \Theta_e)$			W	174
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m^3	14,9	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	0,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním $H_{V,i} = 0,34 \cdot V_i \cdot n_{\text{min}}$			W/K	2,53
Celková tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\Theta_{\text{int},i} - \Theta_e)$			W	76
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem $\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}$			W	250
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
Tepelná ztráta větráním a prostupem $\Phi_i = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\Theta}$			W	250
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha	A_i	m^2	5,72	
zátopový součinitel	f_{RH}	W/m^2	7	

Celkový zátopový tepelný výkon	$\Phi_{RH,i}=A_i \cdot f_{RH}$	W	40
Tepelný výkon	$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$	W	<u>290</u>

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	°C	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	°C	21,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i}-\Theta_e$	°C	36,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Kuchyně 103	na jedn.	m²	W/m²K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	16,85	0,24	1,24
Strop	0,90	16,85	0,25	3,74
Okno	1,00	1,21	2,10	2,54
Okno	1,00	1,21	2,10	2,54
Vnější stěna S1	1,00	17,71	0,18	3,24
Vnější stěna S1	1,00	9,58	0,18	1,75
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem $H_{T,i}=\sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k$			W/K	15,05
Celková tepelná ztráta prostupem			$\Phi_{T,i}=H_{T,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$	W
				542
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m ³	43,8	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h ⁻¹	1,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním $H_{V,i}=0,34 \cdot V_i \cdot n_{min}$			W/K	22,34
Celková tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}=H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	804
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem			$\Phi_{Ti}+\Phi_{Vi}$	W
				1346
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
Tepelná ztráta větráním a prostupem $\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{Vi}) \cdot f_{\Delta\Theta}$			W	1346

Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha zátopový součinitel	A _i	m ²	16,85	
	f _{RH}	W/m ²	7	
Celkový zátopový tepelný výkon				
	Φ _{RH,i} =A _i ·f _{RH}		W	118
Tepelný výkon				
	Φ _{HL,i} =Φ _i +Φ _{RH,i}		W	1464

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}C$	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	$^{\circ}C$	21,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i}-\Theta_e$	$^{\circ}C$	36,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Obytný prostor 104	na jedn.	m^2	W/m^2K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	40,20	0,24	2,95
Strop	0,90	40,20	0,25	8,93
Venkovní dveře	1,00	3,15	1,75	5,53
Vnější stěna S1	1,00	11,38	0,18	2,08
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
$H_{T,i}=\sum_k.f_k.A_k.U_k$			W/K	19,49
Celková tepelná ztráta prostupem				
$\Phi_{T,i}=H_{T,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	702
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m^3	104,5	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	1,0	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
$H_{V,i}=0,34.V_i.n_{min}$			W/K	35,54
Celková tepelná ztráta větráním				
$\Phi_{V,i}=H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	1279
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
$\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}$			W	1981
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
Tepelná ztráta větráním a prostupem	$\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}).f_{\Delta\Theta}$		W	1981

Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha	A_i	m^2	40,20	
zátopový součinitel	f_{RH}	W/m^2	7	
Celkový zátopový tepelný výkon				
	$\Phi_{RH,i}=A_i \cdot f_{RH}$		W	281
Tepelný výkon				
	$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$		W	<u>2262</u>

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}C$	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	$^{\circ}C$	18,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i}-\Theta_e$	$^{\circ}C$	33,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
T. místnost 105	na jedn.	m^2	W/m^2K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	8,90	0,24	0,65
Strop	0,90	8,90	0,25	1,98
Venkovní dveře	1,00	1,57	1,75	2,75
Vnější stěna S2	1,00	9,04	0,27	2,45
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
	$H_{T,i}=\sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k$		W/K	7,83
Celková tepelná ztráta prostupem				
	$\Phi_{T,i}=H_{T,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$		W	258
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m^3	23,1	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	0,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
	$H_{V,i}=0,34 \cdot V_i \cdot n_{min}$		W/K	3,93
Celková tepelná ztráta větráním				
	$\Phi_{V,i}=H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$		W	130
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
	$\Phi_{Ti}+\Phi_{Vi}$		W	388
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
Tepelná ztráta větráním a prostupem				
	$\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{Vi}) \cdot f_{\Delta\Theta}$		W	388
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha	A_i	m^2	8,90	
zátopový součinitel	f_{RH}	W/m^2	7	

Celkový zátopový tepelný výkon	$\Phi_{RH,i}=A_i \cdot f_{RH}$	W	62
Tepelný výkon	$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$	W	451

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	°C	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	°C	10,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i}-\Theta_e$	°C	25,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Garáž 106	na jedn.	m ²	W/m ² K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	36,58	0,24	2,69
Strop	0,90	36,58	0,25	8,13
Garážové dveře	1,00	9,90	2,70	26,76
Vnější stěna S2	1,00	9,92	0,27	2,69
Okno	1,00	1,17	2,10	2,46
Vnější stěna S2	1,00	17,12	0,27	4,64
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
$H_{T,i}=\sum_k.f_k.A_k.U_k$			W/K	47,35
Celková tepelná ztráta prostupem				
$\Phi_{T,i}=H_{T,i}.(\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	1184
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m ³	95,1	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h ⁻¹	0,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
$H_{V,i}=0,34.V_i.n_{min}$			W/K	16,17
Celková tepelná ztráta větráním				
$\Phi_{V,i}=H_{V,i}.(\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	404

Celková				
tepelná ztráta větráním a prostupem				
		$\Phi_{Ti}+\Phi_{Vi}$	W	1588
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\theta}$	na jedn.	1	
Tepelná ztráta větráním a prostupem		$\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{Vi}).f_{\Delta\theta}$	W	1588
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha	A_i	m^2	36,58	
zátopový součinitel	f_{RH}	W/m^2	13	
Celkový zátopový tepelný výkon				
		$\Phi_{RH,i}=A_i$	W	476
RH				
Tepelný výkon				
		$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+$ $\Phi_{RH,i}$	W	2063
Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	°C	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	°C	18,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i}-\Theta_e$	°C	33,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k*A_k*U_k$
Domácí dílna 107	na jedn.	m^2	W/m^2K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	7,43	0,24	0,55
Strop	0,90	7,43	0,25	1,65
Okno	1,00	1,17	2,10	2,46
Vnější stěna S2	1,00	7,68	0,27	2,08
Vnější stěna S2	1,00	9,22	0,27	2,50
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem		$H_{T,i}=\sum_k.f_k.A_k.U_k$	W/K	9,23
Celková tepelná ztráta prostupem				
		$\Phi_{T,i}=H_{T,i}.(\Theta_{int,i}-\Theta_e)$	W	305
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní	V_i	m^3	19,3	

objem				
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{\min}	h^{-1}	0,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
	$H_{V,i}=0,34 \cdot V_i \cdot n_{\min}$		W/K	3,28
Celková tepelná ztráta větráním				
	$\Phi_{V,i}=H_{V,i} \cdot (\Theta_{\text{int},i}-\Theta_e)$		W	108
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
	$\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}$		W	413
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
Tepelná ztráta větráním a prostupem				
	$\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\Theta}$		W	413
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha zátopový součinitel	A_i	m^2	7,43	
	f_{RH}	W/m^2	7	
Celkový zátopový tepelný výkon				
	$\Phi_{RH,i}=A_i \cdot f_{RH}$		W	52
Tepelný výkon				
	$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$		W	<u>465</u>

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}\text{C}$	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{\text{int},i}$	$^{\circ}\text{C}$	21,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{\text{int},i}-\Theta_e$	$^{\circ}\text{C}$	36,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Ložnice 109	na jedn.	m^2	W/m^2K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	15,01	0,24	1,10
Strop	0,90	15,01	0,25	3,33

Okno	1,00	1,17	2,10	2,46
Vnější stěna S1	1,00	8,49	0,18	1,55
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
$H_{T,i}=\sum_k.f_k.A_k.U_k$			W/K	8,44
Celková tepelná ztráta prostupem				
$\Phi_{T,i}=H_{T,i}.(\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	304
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m^3	39,0	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	0,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
$H_{V,i}=0,34.V_i.n_{min}$			W/K	6,63
Celková tepelná ztráta větráním				
$\Phi_{V,i}=H_{V,i}.(\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	239
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
$\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}$			W	543
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
$\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}).f_{\Delta\Theta}$			W	543
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha zátopový součinitel	A_i	m^2	15,01	
	f_{RH}	W/m^2	7	
Celkový zátopový tepelný výkon				
$\Phi_{RH,i}=A_i.f_{RH}$			W	105
Tepelný výkon				
$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$			W	648

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}C$	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	$^{\circ}C$	21,0	
Výpočtový teplotní	$\Theta_{int,i} - \Theta_e$	$^{\circ}C$	36,0	

rozdíl				
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Ložnice 110	na jedn.	m^2	W/m^2K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	17,39	0,24	1,28
Strop	0,90	17,39	0,25	3,86
Okno	1,00	1,17	2,10	2,46
Vnější stěna S1	1,00	12,33	0,18	2,25
Vnější stěna S1	1,00	14,53	0,18	2,66
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
$H_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k$			W/K	12,50
Celková tepelná ztráta prostupem				
$F_{T,i} = H_{T,i} \cdot (Q_{int,i} - Q_e)$			W	450
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m^3	45,2	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	0,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
$H_{V,i} = 0,34 \cdot V_i \cdot n_{min}$			W/K	7,69
Celková tepelná ztráta větráním				
$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i} - \Theta_e)$			W	277
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
$\Phi_{Ti} + \Phi_{Vi}$			W	727
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
$\Phi_i = (\Phi_{Ti} + \Phi_{Vi}) \cdot f_{\Delta\Theta}$			W	727
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha	A_i	m^2	17,39	
zátopový součinitel	f_{RH}	W/m^2	7	
Celkový zátopový tepelný výkon				
$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH}$			W	122
RH				

Teplotní výkon	$\Phi_{HL,i} = \Phi_i + \Phi_{RH,i}$	W	849
-----------------------	--------------------------------------	----------	------------

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}\text{C}$	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	$^{\circ}\text{C}$	21,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i} - \Theta_e$	$^{\circ}\text{C}$	36,0	
Teplotné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Ložnice 111	na jedn.	m^2	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	15,99	0,24	1,17
strop	0,90	15,99	0,25	3,55
Okno	1,00	1,17	2,10	2,46
Vnější stěna S1	1,00	12,33	0,18	2,25
Vnější stěna S1	1,00	13,50	0,18	2,47
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
$H_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k$			W/K	11,90
Celková tepelná ztráta prostupem				
$\Phi_{T,i} = H_{T,i} \cdot (\Theta_{int,i} - \Theta_e)$			W	428
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m^3	41,6	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	0,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
$H_{V,i} = 0,34 \cdot V_i \cdot n_{min}$			W/K	7,07
Celková tepelná ztráta větráním				
$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i} - \Theta_e)$			W	254
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
$\Phi_{Ti} + \Phi_{Vi}$			W	683
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1	
Tepelná ztráta větráním a			$\Phi_i = (\Phi_{Ti} + \Phi_{Vi}) \cdot f_{\Delta\Theta}$	W
				683

prostupem				
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha	A_i	m^2	15,99	
zátopový součinitel	f_{RH}	W/m^2	7	
Celkový zátopový tepelný výkon				
	$\Phi_{RH,i}=A_i \cdot f_{RH}$		W	112
Tepelný výkon				
	$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$		W	795

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	$^{\circ}C$	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	$^{\circ}C$	24,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i}-\Theta_e$	$^{\circ}C$	39,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
Koupelna 112	na jedn.	m^2	W/m^2K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	9,02	0,24	0,66
Strop	0,90	9,02	0,25	2,00
Okno	1,00	1,17	2,10	2,46
Vnější stěna S1	1,00	7,83	0,18	1,43
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
	$H_{T,i}=\sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k$		W/K	6,55
Celková tepelná ztráta prostupem				
	$\Phi_{T,i}=H_{T,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$		W	256
Tepelná ztráta větráním				
Vnitřní objem	V_i	m^3	23,5	
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	1,5	
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				
	$H_{V,i}=0,34 \cdot V_i \cdot n_{min}$		W/K	11,96

Celková tepelná ztráta větráním				
$\Phi_{V,i}=H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i}-\Theta_e)$			W	466
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem				
$\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}$			W	722
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1,6	
Tepelná ztráta větráním a prostupem		$\Phi_i=(\Phi_{Ti}+\Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\Theta}$	W	1155
Zátopový tepelný výkon				
Podlahová plocha zátopový součinitel	A_i	m^2	9,02	
	f_{RH}	W/m^2	7	
Celkový zátopový tepelný výkon				
$\Phi_{RH,i}=A_i \cdot f_{RH}$			W	63
Tepelný výkon				
$\Phi_{HL,i}=\Phi_i+\Phi_{RH,i}$			W	1218

Teplotní údaje				
Výpočtová venkovní teplota	Θ_e	°C	-15,0	
Výpočtová vnitřní teplota	$\Theta_{int,i}$	°C	21,0	
Výpočtový teplotní rozdíl	$\Theta_{int,i}-\Theta_e$	°C	36,0	
Tepelné ztráty prostupem				
Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
WC 113	na jedn.	m ²	W/m ² K	W/K
Podlaha (tepelně izolovaná do zeminy)	0,30	2,65	0,24	0,19
Strop	0,90	2,65	0,25	0,59
Okno	1,00	0,27	2,10	0,57
Vnější stěna S1	1,00	3,86	0,18	0,71
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem				
$H_{T,i}=\sum_k.f_k.A_k.U_k$			W/K	2,06
Celková tepelná ztráta prostupem				

$\Phi_{T,i} = H_{T,i} \cdot (\Theta_{int,i} - \Theta_e)$		W	74
Tepelná ztráta větráním			
Vnitřní objem	V_i	m^3	6,9
Nejmenší intenzita výměny vzduchu	n_{min}	h^{-1}	0,5
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním		$H_{V,i} = 0,34 \cdot V_i \cdot n_{min}$	W/K 1,17
Celková tepelná ztráta větráním		$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\Theta_{int,i} - \Theta_e)$	W 42
Celková tepelná ztráta větráním a prostupem			
		$\Phi_{Ti} + \Phi_{V,i}$	W 116
Korekční činitel na vyšší teplotu	$f_{\Delta\Theta}$	na jedn.	1
Tepelná ztráta větráním a prostupem		$\Phi_i = (\Phi_{Ti} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\Theta}$	W 116
Zátopový tepelný výkon			
Podlahová plocha zátopový součinitel	A_i	m^2	2,65
	f_{RH}	W/m^2	7
Celkový zátopový tepelný výkon			
		$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH}$	W 19
Tepelný výkon			
		$\Phi_{HL,i} = \Phi_i + \Phi_{RH,i}$	W 135

Příloha 6. - Výpočet výkonu kompresoru a průřezů potrubí

Výpočet proveden podle literatury

(L2)

Zvolené chladivo R 404a

Měrná entalpie na výstupu výparníku (plyn) $-10^\circ C$ h_1 364 kJ/Kg
 Objem chladiva na 1kg v_1 0,047 m^3/kg
 Specifická hmotnost m 21,24 kg/m^3

Měrná entalpie na výtlačku (plyn) $40^\circ C$ h_2 387 kJ/Kg
 Objem chladiva na 1kg v_2 0,010 m^3/kg
 Specifická hmotnost m 96,36 kg/m^3

Měrná entalpie chladiva před TEV (kapalina) $40^\circ C$ h_4 263 kJ/Kg

Objem chladiva na 1kg v_4 0,001 m³/kg
 Specifická hmotnost m 964 kg/m³
 Měrná chladivost $q_m = h_1 - h_4$ 102 kJ/K
 Kompresor:

Hmotnostní průtok chladiva				
$m = (Q_v * 3,6) / q_m$		165		kg/h
Objemové průtoky chladiva				
$V = m * v$	V_1	7,75		m ³ /h
	V_2	1,71		m ³ /h
	V_3	0,17		m ³ /h
Doporučené rychlosti proudění				
	w_1	10		m/s
	w_2	12		m/s
	w_3	0,6		m/s
Stanovení průřezů potrubí				
$S = V / (w * 3600)$	S_1	0,000215266		m ²
	S_2	3,95414E-05		m ²
	S_3	7,905E-05		m ²
$d = \text{sgrt}(4 * (S / p))$	d_1	0,0166		m
	d_2	0,0071		m
	d_3	0,0100		m

		vypočten		volím	
		o			
Sací	d_1	16,6	mm	22	mm
Výtlačné	d_2	7,1	mm	10	mm
Kapalino	d_3	10,0	mm	12	mm
vé					

Výkon kompresoru
 Kompresor musí být schopen přečerpávat za hodinu (m³/h) 7,75

Hodnoty
 dle (L1)
 Příkon kompresoru

Měrná izoentropická práce

$$a_{ie} = h_2 - h_1 \quad 23 \quad \text{kJ/kg}$$

Měrná objemová izoentropická kompresní práce

$$a_{ie, v} = a_{ie} / v_1 \quad 484,3 \quad \text{kJ/m}^3$$

Izoentropický příkon - příkon ideálního kompresoru

$$P_{ie} = m \cdot a_{ie} \quad 3,8 \quad \text{kW}$$

Efektivní příkon (na hřídeli kompresoru)

$$P_e = P_{ie} / \eta_{c, ie} \quad 4,0 \quad \text{kW}$$

$$\eta_{c, ie} \quad 0,95$$

Skutečné rychlosti
proudění

$$w_1 \quad 6,9 \quad \text{m/s}$$

$$w_2 \quad 9,4 \quad \text{m/s}$$

$$w_3 \quad 0,6 \quad \text{m/s}$$

$$S_1 \quad 0,0003 \quad \text{m}^2$$

$$S_2 \quad 5,02655\text{E-}05 \quad \text{m}^2$$

$$S_3 \quad 7,85398\text{E-}05 \quad \text{m}^2$$

$$d_1 \quad 0,020 \quad \text{m}$$

$$d_2 \quad 0,008 \quad \text{m}$$

$$d_3 \quad 0,010 \quad \text{m}$$

Tlak před kompresorem $282,2$

$$p = ((T \cdot p_n \cdot V_n) / T_n) / V$$

$$p_v \quad 0,28 \text{ MPa}$$

Tlak za kompresorem $1523,3$

$$p_k \quad 1,52 \text{ MPa}$$

Kompresní poměr

$$\sigma = p_k / p_v$$

$$s \quad 5,4$$

$$T_n \quad 273,15 \quad \text{K}$$

$$V_n \quad 22,4 \quad \text{m}^3/\text{kmol}$$

$$p_n \quad 101,325 \quad \text{kPa}$$

Příloha 7. - Návrh rozměrů plochy kondenzátoru

Výpočet proveden návrhovým programem AlfaSelect

Příloha 8. - Výpočet rozměrů plochy výparníku.

Výpočet proveden podle literatury

(L4)

Lamelový výměník

Výpočtové hodnoty	Vzduch		Chladivo	
vstup	-3	°C	-10	°C
výstup	-8	°C	-10	°C
měrná tepelná kapacita				
c_p	1,006	kJ/kgK	1,320	kJ/kgK
Tepelný výkon z nízkopotenciál. tepla			4,6	kW
P_{IN}				

Střední logaritmický teplotní spád vypařující a chlazené látky (protiproud)

$$\Delta t = \Delta t' - \Delta t'' / \ln(\Delta t' / \Delta t'')$$

4,0 °C

Korekční součinitel pro křížový proud

0,85 **3,4** °C

Součinitel prostupu tepla

$$k = 1 / (1/a_c + \sum l / \lambda + 1/a_p)$$

69,867 W/m²K

Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu

$$a_c = (a_z \cdot S_{ei} + a_z h_z (S_{zi} - S_{ei})) / S_{zi}$$

$a_c =$ **73,01** W/m²K

Hodnoty odporů vrstev pokrývajících povrch sdílení tepla

$$\sum l / \lambda$$

0,000605 W/m²K

vrstva oleje 1 0,139 W/mK

1 0,06 x 10⁻³ m

vrstva námrazy

1 1,74 W/mK

1 0,3 x 10⁻³ m

Lamelový výparník (měď)

1 385 W/mK

1 0,5 x 10⁻³ m

Součinitel přestupu tepla z vypařujícího se chladiva

$$a_p = A \cdot q^{0,7}$$

W/m²K

$a_p =$ 92510,6 W/m²K

Měrný tepelný tok q (pro tlakové rozmezí 0,2 -

0,63Mpa)

$$q = 2,2577 \cdot (t_s - t_{ch})^{3,86}$$

$$q = 4128,05 \quad \text{W/m}^2$$

Konstanta závislá na fyzikálních parametrech chladiva

$$A = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda g}{\eta}}$$

hustota ρ	1187	kg/m ³
součinitel tepelné vodivosti λ	0,08	W/mK
gravitační zrychlení g	9,81	m/s ²
dynamická viskozita η	200,9	$\times 10^{-6}$ Pa*s

$$A = 272,38$$

Vnější průměr trubky	d	0,012	m
Tepelná vodivost vzduchu	l	0,0241	W/mK
Součinitel závislý na systému trubek výparníku a jejich rozteči	fa	1,05166	
Rychlost proudění vzduchu v nejužším průřezu nezi	w	2,5	m/s
trubkami			
Objemová měrná tepelná kapacita $C_p = c_{pF}$		1,316	kJ/m ³ K
c_p - měrná tepelná kapacita vzduchu		1,006	kJ/kgK
ρ - hustota		1,308	kg/m ³
vzduchu			

Výpočet hodnoty fa pro trubky v zákrytu a zvolených roztečích

Sl \longleftrightarrow	0,05	m
Sq \updownarrow	0,05	m

$$fa = 1,07 - 0,65 \left((Sq/d)^{1,5} / (Sl/d)^4 \right)$$

$$fa = 1,05166$$

Lamelové trubky

$$Nu_z = 0,085 \cdot 4 \cdot Pr^{1/3} \cdot (Re_z^{0,75} - 180) \cdot (1 + \Gamma^{2,3})$$

$$348,99$$

$$w = w(1 - \varphi) \quad 2,2$$

$$Re_z = \frac{w \cdot Sl \cdot \rho}{\eta} = 8602$$

$$\Gamma = \frac{4 \cdot Sq \cdot (1 - \varphi)}{((1 - \delta \cdot b^{-1}) \cdot \pi \cdot d + 2 \cdot Sq \cdot Sl \cdot b^{-1})} = 0,4820$$

$$\varphi = \frac{(\pi \cdot d^2 \cdot 0,25 + b^{-1} \cdot Sq \cdot Sl \cdot \delta)}{(Sq \cdot Sl)} = 0,1119$$

$$a_z = Nu_z \cdot l / Sl = 168,21$$

$$\text{Dynamická viskozita vzduchu } \eta = 1,688 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$\text{Prandtlovo číslo Pr} = 0,708$$

$$\text{Rozteč žebor } b = 0,015 \text{ m}$$

$$\text{Tloušťka žebor } \delta = 0,001 \text{ m}$$

$$\text{součinitel tepelné vodivosti l vzduchu} = 0,0241 \text{ W/mK}$$

S_{ei} vnější povrch hladké části trubek (1m)

$$S_{ei} = \pi \cdot \delta = 0,038 \text{ m}^2/\text{m}$$

Celková plocha 1m trubky na žebrované straně

$$S_z = (1/b) \cdot 2(Sl^2 - ((\pi \cdot \delta^2)/4)) = 0,318 \text{ m}^2/\text{m}$$

S_{zi} Celkový povrch žebrované trubky

$$0,356 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\eta_z \text{ účinnost žebra} = 0,367$$

$$\eta_z \text{ účinnost žebra} = f(mh) \text{ m}^{-1}$$

hliníková žebra - l

$$m = \sqrt{2\alpha_z / \lambda \delta}$$

Velikost plochy

$$S_v = Q_v / k \Delta t = 19,6 \text{ m}^2$$

Příloha 9. – Volba ventilátoru.

Výpočet proveden podle literatury

(L7)

Hodnoty vzduchu

Pro t_{v1} -8

hustota ρ

1,288

°C

kg/m³

	na vstupu	i	-3,178	kJ/kg
Pro t_{v2}		-12		°C
	hustota ρ		1,306	kg/m ³
	na výstupu	i	-8,812	kJ/kg

Výpočet průtoku vzduchu

Průtok vzduchu

$$m_v = \frac{Q_v}{\Delta i} = 0,825 \text{ kg/s}$$

Objemový průtok vzduchu

$$V_v = m_v / 0,5(\rho_1 + \rho_2) = 0,636 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$2291 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ventilátor bude volen pro průtok vzduchu 2300 m³/h a pro tlakovou ztrátu 250 Pa.

Volba průměru odvodní hadice pro rychlost odvedeného vzduchu 2 m/s

$$S = \frac{V_v}{v}$$

$$S = 0,318$$

Dle tabulek zjištěný průměr 550 mm.